

погрешностью взвешивания не более 0,1 г и отличаются продолжительностью процедур (min 6–8 часов).

Массовые замеры влажности отдельных сортиментов приводят к увеличению трудоемкости и значительным затратам времени.

Весовые характеристики экспортируемых материалов могут быть получены расчетным путем для известной влажности, плотности и объема древесины при использовании известных аналитических выражений.

Все сказанное выше позволяет сделать следующий вывод по использованию весового метода:

- получение достоверных результатов по объему лесоматериалов возможно только при условии определения реальной влажности древесины;
- определение веса лесоматериалов требует затрат времени и дополнительного оборудования;
- метод не гарантирует сходимости результатов по массе груза фактической с товаросопроводительными документами.

**А.Г. Гороховский, Е.Е. Шишкина**  
УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ  
[elenashishkina@yandex.ru](mailto:elenashishkina@yandex.ru)

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ЕСТЕСТВЕННОЙ ЦИРКУЛЯЦИИ ВОЗДУХА В ЛЕСОСУШИЛЬНОЙ КАМЕРЕ** (DETERMINATION OF RATE OF NATURAL CIRCULATION OF AIR IN STOVE)

*В работе приведена методика расчёта скорости естественной циркуляции агента сушки на основе турбулентных струй. Скорость естественной циркуляции главным образом определяется линейной тепловой мощностью нагревателя и толщиной высушиваемых пиломатериалов и может достигать 1 м/с.*

*This paper describes a method of calculating the rate of natural circulation of the drying agent on the basis of turbulent jets. The rate of natural circulation is mainly determined by the linear heat capacity of the heater and thick dried lumber and can reach 1 m/s.*

Весь объем расчетов сушильной камеры обычно условно разбивают на два больших блока [1]: теплотехнический расчет и аэродинамический расчет.

При этом теплотехнический расчет выполняют для определения потребности тепла на сушку материала, а также необходимой мощности теплового и аэродинамического оборудования.

Методика расчетов весьма подробно описана в целом ряде изданий [2–5] и приводить ее еще раз, на наш взгляд нет необходимости. В то же время при расчете камер с естественной циркуляцией наиболее остро встает вопрос с определением, в первую очередь, скорости циркуляции.

В основе разработанных методик определения параметров, в первую очередь, скорости естественной циркуляции [2, 3], лежит гидравлическая теория движения газов, разработанная В.Е. Грум-Гржимайло [3].

Согласно [2], процесс циркуляции возникает вследствие разности весов столбов воздуха, охлажденного в штабеле и нагретого в калорифере (рис. 1).

Статический напор, создаваемый при этом, равен,  $\text{Н/м}^2$ :

$$\Delta P_{cm} = Hg(\rho_{cp.шт} - \rho_1), \quad (1)$$

где  $H$  – высота столба нагретого воздуха, м;

$\rho_1$  – плотность воздуха, нагретого в калорифере (на входе в штабель),  $\text{кг/м}^3$ ;

$\rho_{cp.шт}$  – средняя плотность воздуха в штабеле,  $\text{кг/м}^3$ .

Среднюю плотность воздуха в штабеле можно определить как:

$$\rho_{cp.шт} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}, \quad (2)$$

где  $\rho_2$  – плотность воздуха на выходе из штабеля,  $\text{кг/м}^3$ .

С учетом (2) перепишем (1) в виде:

$$\Delta P_{cm} = Hg\left(\frac{\rho_2 - \rho_1}{2}\right). \quad (3)$$

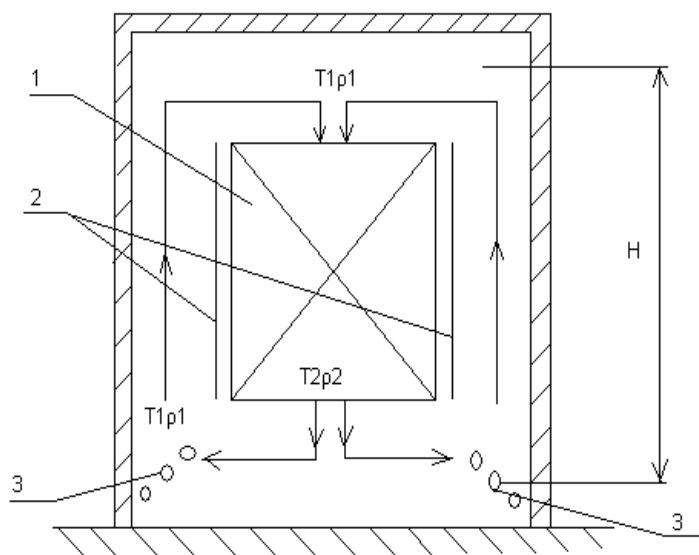


Рис. 1. Схема естественной циркуляции воздуха в лесосушильной камере:  
1 – штабель; 2 – экраны; 3 – калориферы

Проходя через штабель пиломатериалов, воздух насыщается влагой и охлаждается. Первое уменьшает плотность воздуха, второе увеличивает ее. Если учесть, что по данным [3] влияние охлаждения примерно в 10 раз больше, чем насыщения влагой, то для некоторых упрощений в дальнейшем этим будем пренебрегать, т. е. принимаем:

$$\rho_1 = f(T_1); \quad \rho_2 = f(T_2), \quad (4)$$

где  $T_1, T_2$  – абсолютные значения температуры воздуха, соответственно на входе в штабель и выходе из него,  $^{\circ}\text{C}$ .

Согласно [8] скорость воздуха может быть определена из уравнения

$$H(\rho_{cp.шт} - \rho_1) = \rho_{cp.шт} \frac{V^2}{2g} \Sigma \xi, \quad (5)$$

где  $V$  – скорость движения воздуха, м/с;

$\Sigma \xi$  – сумма коэффициентов сопротивлений движению воздуха.

Таким образом в свое время была разработана достаточно обстоятельная методика определения параметров естественной циркуляции воздуха в лесосушильных камерах. Однако в свете современных представлений данная методика устарела и не учитывает некоторых новых представлений об аэродинамике, например наличия помимо статического напора столба нагретого воздуха динамического напора в плоской струе над нагревателем.

Динамическая составляющая напора появляется в результате возникновения над источником тепла (калорифером) свободной плоской конвективной струи (рис. 2). Автором теории свободных конвективных струй является Г.Н. Абрамович [6].

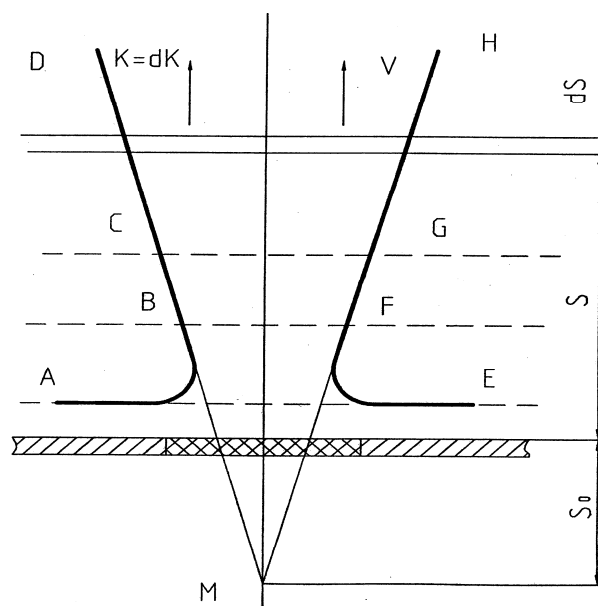


Рис. 2. Схема свободной конвективной струи

От нагретой поверхности воздух поднимается вертикально вверх и образует струю с искривленными границами ABCD и EFGH.

В конвективной струе различают три участка: разгонный ABFE, переходный BCGF и основной DCGH. Сечение BF называют сжатым сечением, а сечение CG – переходным.

На разгонном участке в основном проявляются архимедовы силы, под действием которых скорость движения непрерывно нарастает. На переходном участке происходит перестройка полей скоростей и температур в поля этих же величин основного участка. Границы основного и переходного участка FGH и BCD при их продолжении пересекаются в некоторой точке M, называемой полюсом конвективной струи. Угол бокового расширения  $\theta$  переходного и основного участков струи, как и для изотермических струй, равен  $12^{\circ} 25'$ .

Если выделить в струе на расстоянии  $S$  от источника тепла элементарный слой толщиной  $dS$ , то применительно к этому объему можно написать уравнение количества движения в проекциях на оси струи:

$$dK = - dR_a, \quad (6)$$

где  $K$  – количество движения, проходящего через сечение, удаленное на расстояние  $S$  от источника тепла;

$R_a$  – архимедова сила.

Количество избыточного тепла по длине струи сохраняется постоянным:

$$Q = Q_0, \quad (7)$$

где  $Q$  – избыточное количество тепла, проходящего через сечение, удаленное на расстоянии  $S$  от источника тепла в единицу времени, кВт;

$Q_0$  – количество конвективного тепла, выделяемого источником тепла в единицу времени, кВт.

Начало координат поместим посередине верхней границы источника тепла, а ось абсцисс  $S$  направим вверх по оси струи.

Полуширину струи определим по формуле:

$$B = (S - S_0)tg\theta = 0,22(S - S_0), \quad (8)$$

где  $S_0 = -2 B_0$  – абсцисса полюса струи.

Среднюю скорость в поперечном сечении струи находим, используя уравнение количества движения, приходящегося на единицу длины источника тепла:

$$K = \beta\rho 2BV_{cp}^2, \quad (9)$$

отсюда, м/с,

$$V_{cp} = \sqrt{\frac{K}{\beta\rho 2B}}, \quad (10)$$

где  $\beta$  – коэффициент Буссинеска, м·с;

$\rho = \rho_1$  – плотность окружающего струю воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Заменяя  $B$  согласно (8), получим, м/с:

$$V_{cp} = \sqrt{\frac{K}{0,44\beta\rho_1(S - S_0)}}. \quad (11)$$

После преобразований:

$$V_{cp} = \sqrt[3]{\frac{gQ_0}{0,44c\beta\beta\Delta t\rho_1T_1}}. \quad (12)$$

Определим порядок величины, развиваемой в струе скорости.

Если принять  $T_1 = 353$  °K, при этом  $\rho_1 = 0,878$  кг/м<sup>3</sup> (при  $\varphi = 0,6$ ), то, учитывая, что  $C \approx 1$  кДж/(кг·°C), а  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>, и согласно [7]:  $\beta = 1,56$  м·с;  $\beta\Delta t = 1,36$  с<sup>-1</sup>.

Получим, м/с:

$$V_{cp} = 0,324 \sqrt[3]{Q_0}. \quad (13)$$

Если учесть, что линейная мощность применяемых в лесосушильных камерах калориферов составляет 5–10 кВт, то величина скорости может составить, м/с:

$$V_{cp} = 0,55 - 0,7,$$

т.е. величина скорости в струе весьма ощутима.

Определим теперь величину динамического напора, аналогично (1) с учетом (2):

$$\Delta P_{дин} = \left( \frac{\rho_1 - \rho_2}{4} \right) V_{cp}^2 = \sqrt[3]{\frac{g^2 Q_0^2 (\rho_1 - \rho_2)^3}{12,4\beta^2 \beta_{\Delta t}^2 c^2 \rho_1^2 T_1^2}}. \quad (14)$$

При этом суммарный напор:

$$\Sigma \Delta P_n = \Delta P_{ст} + \Delta P_{дин}, \quad (15)$$

или, Н,

$$\Delta P_n = \left[ \frac{\rho_2 - \rho_1}{2} Hg + \sqrt[3]{\frac{g^2 Q_0^2 (\rho_1 + \rho_2)^3}{12,4\beta^2 \beta_{\Delta t}^2 c^2 \rho_1^2 T_1^2}} \right] S_k, \quad (16)$$

где  $S_k$  – площадь нагнетательных каналов, м<sup>2</sup>.

После преобразований получим [7, 8], м/с:

$$V_{ц} = \sqrt{\frac{S_k \left( H_{\partial} \frac{S_2 - S_1}{2} + \sqrt[3]{\frac{g^2 Q_0^2 (\rho_1 - \rho_2)^3}{12,4 \beta^2 \beta_{\Delta t}^2 c^2 \rho_1^2 T_1^2}} \right)}{S_{ум} \left( \frac{\rho_1 + \rho_2}{4} + \frac{\lambda \rho_1 h_{ум}}{2 d_{э\kappa\beta}} \right)}}. \quad (17)$$

Принимаем:

$\rho_1 = 0,878 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_2 = 0,909 \text{ кг/м}^3$ ,  $T_1 = 353 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $H = 3 \text{ м}$ ,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ,  $Q_0 = 10 \text{ кВт/м}$ ,  
 $c = 1 \text{ кДж/(кг} \cdot ^{\circ}\text{C)}$ ,  $h_{ум} = 2,5 \text{ м}$ ,  $\lambda = 0,032$ ,  $\beta = 1,56 \text{ м} \cdot \text{с}$ ,  $\beta_{\Delta t} = 1,36 \text{ с}^{-1}$ ,  $d_{э\kappa\beta} = 0,049 \text{ м}$ ,  $S_k = 6 \text{ м}^2$ .

Полученные в результате расчета значения скорости циркуляции приведены в табл. 1.

Данные табл. 1 показывают, что при выбранной конструкции штабеля [9] скорость циркуляции определяется, главным образом, толщиной пиломатериалов, подвергающихся сушке.

Таблица 1

Скорость естественной циркуляции агента сушки в штабеле пиломатериалов

| Толщина доски, мм        | 19    | 22    | 25    | 32    | 40    | 50    | 60    | 75    |
|--------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Скорость циркуляции, м/с | 0,717 | 0,742 | 0,761 | 0,813 | 0,878 | 0,926 | 1,004 | 1,076 |

Проведенное теоретическое исследование позволяет сделать следующий вывод:

Скорость естественной циркуляции в лесосушильной камере, главным образом, определяется линейной тепловой мощностью нагревателя и толщиной высушиваемых пиломатериалов и может достигать 1, а не 0,15–0,2 м/с, как считалось ранее [1].

#### Библиографический список

1. Кречетов И.В. Сушка древесины / И.В. Кречетов. – М.: Лесная пром-сть, 1977.
2. Андропова Н.А. Сушка и сушила для дерева / Н.А. Андропова. – М.: ОНТИ, 1936.
3. Грум-Гржимайло В.Е. Основы правильной конструкции сушил / В.Е. Грум-Гржимайло // Изв. Горного института. – Свердловск. – Вып. 7. 1920.
4. Богданов Е.С. Расчет, проектирование и реконструкция лесосушильных камер / Е.С. Богданов. – М.: Экология, 1993.
5. Шубин Г.С. Сушка и тепловая обработка древесины / Г.С. Шубин. – М.: Лесная пром-сть. 1990.
6. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй / Г.Н. Абрамович. – М.: Физматиздат, 1960.
7. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции / В.Н. Талиев. – М.: Стройиздат, 1979.
8. Гороховский А.Г. Лесосушильные камеры с естественной циркуляцией воздуха / А.Г. Гороховский, Е.Е. Шишкина. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2007.
9. Агапов В.П. Устройство для сушки пиломатериалов / В.П. Агапов, А.Г. Гороховский // Патент РФ № 37815 от 10.05.2004.